(19)日本国特許庁（ＪＰ）　(12)公開特許公報（A）　(11)特許出願公開番号

特開平6－99800

(43)公開日　平成６年(1994)４月12日

(51)Int.Cl.[5]	識別記号	庁内整理番号	ＦＩ	技術表示箇所
Ｂ６０Ｔ　8/58		Ａ　7504－3H		
Ｂ６２Ｄ　6/00		9034－3D		
// Ｂ６２Ｄ 103:00				
105:00				
113:00				

審査請求　有　請求項の数８(全　８　頁)　最終頁に続く

(21)出願番号　特願平4－220579

(22)出願日　平成４年(1992)７月９日

(31)優先権主張番号　Ｐ４１２３２３５．６

(32)優先日　1991年７月13日

(33)優先権主張国　ドイツ（ＤＥ）

(71)出願人　591010642
メルセデス－ベンツ・アクチエンゲゼルシヤフト
ＭＥＲＣＥＤＥＳ－ＢＥＮＺ　ＡＫＴＩＥＮＧＥＳＥＬＬＳＣＨＡＦＴ
ドイツ連邦共和国シユトウツトガルト－ウンテルテユルクハイム・メルセデスシユトラーセ136

(72)発明者　アーダム・ツオモルト
ドイツ連邦共和国ヴアイブリンゲン・ハインリヒ－キユーデルリーシユトラーセ９

(74)代理人　弁理士　中平　治

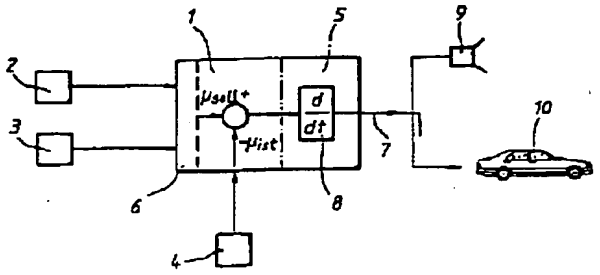
最終頁に続く

(54)【発明の名称】　車両の走行動作の不安定性を防止する方法

(57)【要約】　(修正有)

【目的】　車両の走行動作の不安定性をできるだけ早く防止する。

【構成】　車両速度及びかじ取り角の測定される量から計算装置において車両の片揺れ角速度の目標値μ_{soll}を形成し，計算装置へ更に少なくとも１つのセンサ信号を供給し，このセンサ信号から車両の片揺れ角速度の実際値μ_{ist}を形成し，片揺れ角速度の目標値μ_{soll}から片揺れ角速度の実際値μ_{ist}を減算することにより，その差の時間的導関数８を形成し，計算装置１においてこの時間的導関数８に関係して出力信号７を発生し，車両がアンダステアリング走行動作を示すか又はオーバステアリング走行動作を示すかについての情報を出力し，オーバステアリング走行動作の際曲線の外側にある車両の前輪において制動滑りを増大し，アンダステアリング走行動作の際曲線の内側にある車両の後輪において制動滑りを増大する。



1

【特許請求の範囲】

【請求項1】　車両速度及びかじ取り角の測定される量から計算装置において車両の片揺れ角速度の目標値$\mu_{s\circ 11}$を形成し，計算装置へ更に少なくとも1つのセンサ信号を供給し，このセンサ信号から車画の片揺れ角速度の実際値μ_{1st}を形成し，片揺れ角速度の目標値$\mu_{s\circ 11}$から片揺れ角速度の実際値μ_{1st}を減算することにより，計算装置において片揺れ角速度の目標値$\mu_{s\circ 11}$と片揺れ角速度の実際値μ_{1st}との差を形成し，訂算装置においてこの差から，車両の片揺れ動作に関して検出された走行状態を表わす少なくとも1つの出力信号を発生しこの出力信号に関係して車両の個々の車輪の制動滑りの変化を行う方法において，計算装置（1）において片揺れ角速度の目標値$\mu_{s\circ 11}$と片揺れ角速度の実際値μ_{1st}との差の時間的導関数（8）を形成し，計算装置（1）においてこの時間的導関数（8）に関係して出力信号（7）を発生し，車両（10）がアンダステアリング走行動作を示すか又はオーバステアリング走行動作を示すかについての情報を出力信号（7）が含み，オーバステアリング走行動作の際曲線の外側にある車両（10）の前輪において制動滑りを増大し（1102），アンダステアリング走行動作の際曲線の内側にある車両（10）の後輪において制動滑りを増大する（1103）ことを特徴とする，車両の走行動作の不安定性を防止する方法。

【請求項2】　オーバステアリング走行動作の際付加的に曲線の内側にある車両（10）の前輪において制動滑りを増大し，アンダステアリング走行動作の際付加的に曲線の外側にある車両（10）の後輪において制動滑りを増大することを特徴とする，請求項1に記載の方法。

【請求項3】　車両速度及びかじ取り角の測定される量から訂算装置において車両の片揺れ角速度の目標値$\mu_{s\circ 11}$を形成し，計算装置へ更に少なくとも1つのセンサ信号を供給し，このセンサ信号から車両の片揺れ角速度の実際値μ_{1st}を形成し，片揺れ角速度の目標値$\mu_{s\circ 11}$から片揺れ角速度の実際値μ_{1st}を減算することにより，計算装置において片揺れ角速度の目標値$\mu_{s\circ 11}$と片揺れ角速度の実際値μ_{1st}との差を形成し，計算装置においてこの差から，車両の片揺れ動作に関して検出された走行状態を表わす少なくとも1つの出力信号を発生し，この出力信号に関係して車両の個々の車輪の制動滑りの変化を行う方法において，計算装置（1）において片揺れ角速度の目標値$\mu_{s\circ 11}$と片揺れ角速度の実際値μ_{1st}との差の時間的導関数（8）を形成し，計算装置（1）においてこの時間的導関数（8）に関係して出力信号（7）を発生し，車両（10）がアンダステアリング走行動作を示すか又はオーバステアリング走行動作を示すかについての情報を出力信号（7）が含み，制動過程においてオーバステアリング走行動作の際曲線の内側にある車両（10）の後輪において制動滑りを減少し（1102），アンダステアリング走行動作の際曲線の外側にある車両（10）の前輪において制動滑りを減少する（1103）ことを特徴とする，車両の走行動作の不安定性を防止する方法。

2

【請求項4】　制動過程においてオーバステアリング走行動作の際，車両（10）の前輪が滑り限界値に達すると，曲線の内側にある車両（10）の後輪において制動滑りを減少し，制動過程においてアンダステアリング定行動作の際，車両（10）の後輪が滑り限界値に達すると，曲線の外側にある車両（10）の前輪において制動滑りを減少することを特徴とする，請求項2に記載の方法。

【請求項5】　制動過程においてオーバステアリング走行動作の際，曲線の外側にある車両（10）の後輪において付加的に制動滑りを減少し，制動過程においてアンダステアリング走行動作の際，曲線の内側にある車両（10）の前輪において付加的に制動滑りを減少することを特徴とする，請求項3又は4に記載の方法。

【請求項6】　片揺れ角速度の目標値$\mu_{s\circ 11}$から片揺れ角速度の実際値μ_{1st}を減算することにより片揺れ角速度の目標値$\mu_{s\circ 11}$と片揺れ角速度の実際値μ_{1st}との差を形成し，この差を片揺れ角速度μ_{1st}の符号に乗算する（301）ことによつて，計算装置（1）において量ＭＵＬＴを求め，この量ＭＵＬＴが零より大きい時，車両（10）のアンダステアリング走行動作を表わす出力信号（7）を発生し，量ＭＵＬＴが零より小さい時，車両（10）のオーバステアリング走行動作を表わす出力信号（7）を発生し，片揺れ角速度の目標値$\mu_{s\circ 11}$と片揺れ角速度の実際値μ_{1st}との差の時間的導関数（8）を片揺れ角速度μ_{1st}の符号及び量ＭＵＬＴの符号に乗算する（401）ことによつて，計算装置（1）において量ＤＩＦＦを求め，量ＤＩＦＦか零より大きい時，不安定性の増大を表わす出力信号（7）を発生し，量ＤＩＦＦが零より小さい時，不安定性の減少を表わす出力信号（7）を発生する（402）ことを特徴とする，請求項1ないし5の1つに記載の方法。

【請求項7】　量ＭＵＬＴに関係する滑り差が現われるような値だけ，制動滑りの増大又は減少を行うことを特徴とする，請求項6に記載の方法。

【請求項8】　車両（10）の個々の車輪の制動滑りの増大又は減少の開始用判定基準ＥＳＫにおいて，この判定基準ＥＳＫが限界値を超過するか否かを量ＭＵＬＴ及び量ＤＩＦＦに関係して監視することによつて，判定基準ＥＳＫを形成することを特徴とする，請求項1ないし7の1つに記載の方法。

【発明の詳細な説明】

【0001】

【産業上の利用分野】本発明は，車両速度及びかじ取り角の測定される量から計算装置において車両の片揺れ角

3

速度の目標値$\mu_{s,o,1}$を形成し，計算装置へ更に少なくとも1つのセンサ信号を供給し，このセンサ信号から車両の片揺れ角速度の実際値$\mu_{1,s}$を形成し，片揺れ角速度の目標値$\mu_{s,o,1}$から片揺れ角速度の実際値$\mu_{1,s}$を減算することにより，計算装置において片揺れ角速度の目標値$\mu_{s,o,1}$と片揺れ角速度の実際値$\mu_{1,s}$との差を形成し，計算装置においてこの差から，車両の片揺れ動作に関して検出された走行状態を表わす少なくとも1つの出力信号を発生し，この出力信号に関係して車両の個々の車輪の制動滑りの変化を行う，車両の走行動作の不安定性を防止する方法に関する。

【0002】

【従来の技術】ドイツ連邦共和国特許出願公開第3625392号明細書からこのような方法が公知であり，車両の片揺れ動作に関する走行動作の検出のため，例えば光ファイバジャイロスコープにより車両の片揺れ角速度$\mu_{1,s}$が測定される。車両の半径方向加速度を測定する少なくとも1つの加速度センサの使用により片揺れ角速度$\mu_{1,s}$を誘導することによつて，片揺れ角速度の実際値$\mu_{1,s}$を求める別の可能性が与えられる。更に車両の測定される縦方向速度及び測定されるかじ取り角から，片揺れ角速度の目標値$\mu_{s,o,1}$が車両の目標動作に対して相違する時，危険な走行状態が推論される。車両の目標動作からの実際動作のこの検出される相違は，かじ取り装置への自動介入を行うか又はこの相違が最小となるように車両の個々の車輪を制動又は加速することによつて，車両の目標動作からの車両の実際動作の相違を最小にするために，使用される。

【0003】別の刊行物（Zomotor，Adam；Fahrwerktechnik：Fahrverhalten；Herausgeber：Jornsen Reimpell；Wurzburg：Vogel，1987年ISBN3－8023－0774－7特に99－127ページ）から，車両のいわゆる線形単一トラツクモデルが公知であり，例えば車両縦方向における車両速度の測定値とかじ取り角又はそれに対応する車輪のかじ取り角から，特定の条件で現れる車両の片揺れ角速度$\mu_{1,s}$を求めて，このモデルに基いて片揺れ角速度の目標値$\mu_{s,o,1}$として使用することができる。

【0004】

【発明が解決しようとする課題】本発明の課題は，走行動作の不安定性をできるたけ早く防止するように，車両の走行動作の不安定性を防止する方法を改良することである。

【0005】

【課題を解決するための手段】この課題を解決するため本発明によれば，計算装置において片揺れ角速度の目標値$\mu_{s,o,1}$と片揺れ角速度の実際値$\mu_{1,s}$との差の時間的導関数を形成し，計算装置においてこの時間的導関数に関係して出力信号を発生し，車両がアンダステアリング走行動作を示すか又はオーバステアリング走行動作を示すかについての情報を出力信号が含み，オーバステアリング走行動作の際曲線の外側にある車両の前輪において制動滑りを増大し，アンダステアリング走行動作の際曲線の内側にある車両の後輪において制動滑りを増大する。

4

【0006】

【発明の効果】本発明の利点は，車両の片揺れ動作に関して走行状態の早い検出により，非常に早く不安定な走行状態を確認できることである。従つて個々の車輪の滑りを変化する制動圧力の変化又はその増大により，不安定な走行状態の発生を非常に早く防止することが可能である。

【0007】車両縦速度及びかじ取りハンドル角又は車輪のかじ取り角は，適当なセンサにより検出される。これらのセンサ信号を計算装置へ供給し，これらの信号から例えば前記の線形単一トラツクモデルにより，運転者の望む車両の片揺れ角速度を片揺れ角速度の目標値$\mu_{s,o,1}$として求めることができる。それから片揺れ角速度の実際値$\mu_{1,s}$を求められた目標値$\mu_{s,o,1}$と比較することにより，計算装置において片揺れ動作に関する走行動作の検出が行われる。その際片揺れ角速度の実際値$\mu_{1,s}$と片揺れ角速度の目標値$\mu_{s,o,1}$との差の値が考慮されるだけでなく，この差の符号及びこの差の時間的導関数も考慮される。特に時間的導関数を考慮することによつて，危険な定行状態の発生する可能性の特に早い確認が可能となるので，個々の車輪の滑りを変化する制動圧力の変化又は増大によつて，危険な走行状態の発生を予め防止することができる。

【0008】オーバステアリング走行動作（車両が曲線の内側へ曲り込む）では，曲線の外側にある前輪が制動される。横案内力（コーナリングフオース）の減少及び周方向における制動力の増大は，車両の逆回転片揺れモーメントを生ずる。車両のオーバステアリング走行動作が減少される。場合によつては曲線の内側にある車輪も付加的に制動することによつて，安定化の効果が強められる。なせならば，周方向における制動力は曲り込み過程を助長するが，曲線の内側にある車輪の横案内力の減少が打消されるだけでなく，作用する力のてこ腕長のため過度に打消され，従つて車両は付加的に安定化されるからである。

【0009】アンダステアリング走行動作（車両が片揺れし難く，即ち車両が運転者により規定されるかじ旋回角に追従しない）では，曲線の内側にある後輪が制動される。この車輪の横案内力の減少は，曲り込む片揺れモーメントを生ずる。場合によつては曲線の外側にある後輪も付加的に制動することができる。これは，オーバステアリング走行動作の際曲線の内側にある前輪の制動の上述した判定基準と同じように，横案内力損失と重心からのてこ腕長との積が周方向における制動力と重心から

5

のてこ腕長との積より大きい時に，有利である。

【００１０】片揺れ角速度の実際値$\mu_{s,t}$が目標値$\mu_{s,o,1}$に近づくと，制動力がそれに応じて減少される。

【００１１】線形単一トラツクモデルにより片揺れ角速度の目標値$\mu_{s,o,1}$を求める代りに，１度測定された特性曲線図から片揺れ角速度の目標値$\mu_{s,o,1}$を読出すことも可能である。

【００１２】本発明の実施例が図面に概略的に示されており，以下これについて説明する。

【００１３】図１からわかるように，車両速度を表わすセンサ２の信号が計算装置１へ供給される。このセンサ２は，例えば公知のロツク肪止装置（ＡＢＳ）において使用されるような回転数センサでよい。センサ２が異なる車輪の複数の回転数センサに相当していることも同様に可能である。センサ３により，かじ取り角を表わす信号が供給される。従つてこのセンサ３はかじ取りハンドル角センサでよい。同様にこのセンサ３は，車両１０の１つの車輪のかじ取り角又は車両１０の複数の車輪のかじ取り角の平均値を検出するセンサでもよい。更に計算装置１へ少なくとも１つの別のセンサ４の信号が供給され，このセンサにより計算装置１において片揺れ角速度の実際値$\mu_{s,t}$を形成することができる。このセンサ４は例えば片揺れ角速度$\mu_{s,t}$を直接測定することができる。

【００１４】計算装置１においてセンサ２及び３の信号から，計算装置１の部分１において例えば線形単一トラツクモデルにより，片揺れ角速度の目標値$\mu_{s,o,1}$が求められる。この片揺れ角速度の目標値$\mu_{s,o,1}$は形成される片揺れ角速度の実際値$\mu_{s,t}$と比較されて，目標値と実際値との差を形成する。それから計算装置１の部分５において，片揺れ角速度の目標値$\mu_{s,o,1}$と片揺れ角速度の実際値$\mu_{s,t}$との差の時間的導関数８を使用して，車両１０の片揺れ動作に関して走行状態が検出され，検出された走行状態を表わす出力信号７が発生される。

【００１５】図２からわかるように，計算装置１において片揺れ角速度の目標値$\mu_{s,o,1}$と片揺れ角速度の実際値$\mu_{s,t}$との差を評価して，オーバステアリング走行動作又はオーバステアリング走行動作を推論することによつて，走行状態の検出も行うことができる。このため片揺れ角速度の目標値$\mu_{s,o,1}$から片揺れ角速度の実際値$\mu_{s,t}$を減算することによつて，差が形成される。この差が計算装置１において片揺れ角速度の実際値$\mu_{s,t}$の符号に乗算され（３０１），その結果量ＭＵＬＴが得られる。この量ＭＵＬＴによりアンダステアリング走行動作又はオーバステアリング２を推論することができる（３０２）。この量ＭＵＬＴが正であると，片揺れ角速度の目標値$\mu_{s,o,1}$の値は片揺れ角速度の実際値$\mu_{s,t}$の値より大きいか，目標値$\mu_{s,o,1}$の符

6

号と実際値$\mu_{s,t}$の符号は同じである。この場合車両１０は前車軸を介して滑る。この片揺れし難い動作はアンダステアリングと称される。量ＭＵＬＴが負であると，片揺れ角速度の実際値$\mu_{s,t}$が目標値$\mu_{s,o,1}$より大きいか，又は片揺れ角速度の実際値$\mu_{s,t}$と目標値$\mu_{s,o,1}$が異なる符号を持つている。運転者が期待するより大きい片揺れ角速度$\mu_{s,t}$を車両１０が持つているこの走行動作はオーバステアリングと称される。出力信号７の発生の際時間的導関数８のほかに量ＭＵＬＴも考慮することによつて，又は例えは量ＭＵＬＴのみに関係して付加的な出力信号７を発生することによつて，出力信号７を形成することができる。

【００１６】更に図３の実施例によれば，差の時間的導関数８を片揺れ角速度の実際値$\mu_{s,t}$の符号及び量ＭＵＬＴの符号に乗算することによつて，量ＤＩＦＦが求められる。アンダステアリングの場合もオーバステアリングの場合も，不安定性の増大がおこる時，即ちオーバステアリング又はアンダステアリングの傾向が強まる時，この量ＤＩＦＦは正の値を持つ。アンダステアリング又はオーバステアリングの傾向が弱まる時，この量ＤＩＦＦは負の値をとる。従つて量ＤＩＦＦの照会により不安定性の増大又は不安定性の減少を確認することが可能である。

【００１７】図４は，車輪の縦方向に作用する制動力F_Uを制動滑りσに関して示している。同様に横案内力F_Sが制動滑りσに関して示されている。点σ_{max}は，最大の力が車輪の縦方向に伝達される点を示している。更にこの点において横案内力F_Sが比較的強く減少することがわかる。一般に図４からわかるように，制動圧力の増大又は制動圧力を大きくする方向の変化により，制動滑りσの増大が行われ，しかも点σ_{max}まで周方向における制動力F_Uがまず増大し，それから制動力が少し減少するか，又は（ここには図示してないが低い摩擦係数βの場合）不変である。図４によれば，横案内力F_Sは制動滑りσの増大と共に精確に単調に減少する。従つていずれにせよ制動圧力の増大は横案内力F_Sの減少を生じ，滑り$\sigma_{o,max}$に達するまで周方向における制動力F_Uの増大を生ずる。更に図からわかるように，本発明による方法では，横案内力F_S及び車輪の縦方向に作用する制動力F_Uに影響を及ぼすことにより，滑りの目標値$\sigma_{s,o,1}$の変化も行われる。

【００１８】図５は，車両の走行動作に関して検出された走行状態を表わす計算装置１の出力信号７（図１参照）を供給される計算装臆５０１を示している。この出力信号７に関係して，計算装迦５０１において個々の車輪の制動滑りの目標値$\sigma_{s,o,1}$が求められて，計算装慎５０１から出力信号５０２として発生される。この制動滑り目標値$\sigma_{s,o,1}$を得るために，それに応じて変化される制動圧力p_Bが印加される。その際制動滑り目標値$\sigma\mu_{s,o,1}$が設定される。車画１０の不安定性を

7

防止する際できるだけ最適な応答時間を得るため，制動滑り目標値σ_{soll}を変化する際，車両の片揺れ動作の時間的制動滑りを考慮するのが有利である。この時間的変化から，不安定性の増大があるか又は不安定性の減少があるかが推論される。不安定性増大の際制動滑り目標値$\sigma\mu_{soll}$のそれに応じた増大又はそれに応じた強い変化が行われる。計算装置５０１において，図２及び３により求められた量ＭＵＬＴ及び量ＤＩＦＦが評価される。これから計算装置５０１において制動滑り目標値σ_{soll}の変化の判定基準を形成することができる。例えば量ＭＵＬＴの絶対値を比例定数ＫＰＥに乗算し，量ＤＩＦＦを比例定数ＫＤＥに乗算することによつて，付勢判定基準ＥＳＫを形成することができる。この付勢判定基準ＥＳＫは２つの積の和として得られ，計算装置５０１から出力信号５０３として出力される。付勢判定基準ＥＳＫが特定の限界値$ESK_{schwelle}$を超過すると，制動滑り目標値σ_{soll}を調整する制動圧力P_Bの増大又は変化が行われ，付勢判定基準ＥＳＫが特定の限界値$ASK_{schwelle}$を下回ると，制動圧力P_Bの増大又は変化が終了する。図８及び９からわかるように，比例定数ＫＰＥ及びＫＤＥが車両速度ｖ及び摩擦係数βに関係していると有利である。

【００１９】図６は，付勢判定基準ＥＳＫを限界値$ESK_{schwelle}$及び$ASK_{schwelle}$に対して示している。ここで判定基準ＥＳＫは時間ｔに関して記入されている。図６の以下の説明では，車両が運転者によつては制動されず，即ち個々の車輪のブレーキが動作せしめられる場合が述べられる。その時には，制動過程において特定の滑り限界値σ_{soll}の制御のため，個々の車輪における制動力の減少の際次の関係が生ずる。時点t_1に量ＥＳＫが値$ESK_{schwelle1}$を超過すると，まず１つの車輪が制動される。量ＥＳＫが時点t_2に値$ESK_{schwelle2}$を超過すると，同じ車軸の他の車輪も付加的に制動される。同じようにして，量ＥＳＫが時点t_3に値$ASK_{schwelle2}$を下回ると，１つの車輪のみ即ち最初に制動された車輪の制動が行われる。量ＥＳＫが時点t_4に値$ASK_{schwelle1}$を下回ると，制動はもはや行われない。更に値$ASK_{schwelle1}$及び$ASK_{schwelle2}$は，ブレーキへの介入の終了後直ちには再びブレーキへの介入が行われないような値だけ，値$ESK_{schwelle1}$及び$ESK_{schwelle2}$より小さいのが有利である。その際$ESK_{schwelle1}$の値は特に約５であり，$ASK_{schwelle1}$の値は約４である。$ESK_{schwelle2}$及び$ASK_{schwelle2}$の可能な値は約１５及び１２である。付勢限界値及び消勢限界値は，アンダステアリング（量ＭＵＬＴ＞０）であるかオーバステアリング（量ＭＵＬＴ＜０）であるかに応じて，付加的に相違していてもよい。

8

【００２０】制動滑りσ_{soll}は検出される走行状態に関係しても変化することができる。図７によれば，この変化は，次式に従つて制動滑りの目標値σ_{soll}が設定されるように行うことができる。

$\sigma_{soll}=a*MULT+b$

オーバステアリシグ（量ＭＵＬＴ＜０）の場合ａは値０．１３ｓ／１°をとり，ｂは値０．５６をとり，σ_{soll}は－０．７の値に限定され，アンダステアリングの場合ａは０をとり，ｂは値－０．０７をとることができる。一層大きい制動滑りσの値を得るため制動圧力を増大する方向の増大又は変化は，オーバステアリングの際まず曲線の外側にある前輪で行われ，アンダステアリングの際まず曲線の内側にある後輪で行われる。これは，オーバステアリングの際曲線の内側にある前輪で一層大きい制動滑りσを得るため制動圧力の増大により，またアンダステアリングの際曲線の外側にある後輪で一層大きい制動滑りσを得るため制動圧力の増大により援助することができる。この援助を直ちに行うか，又は図６に示す判定基準になるべく従つて行うことができる。車両が既に制動されている時，制動過程に基いて設定された制動滑りに，図７による滑り限界値σ_{soll}が重畳される。

【００２１】図８からわかるように，有利な実施態様では，量ＫＰＥ及びＫＤＥが車両速度ｖと共に変化することができる。その際これらの量は，車両速度ｖ＝０ｋｍ／ｈにおいてＫＰＥ＝０．５ｓ／１°，ＫＤＥ＝０．０５ｓ２／１°の値をとり，車両速度１００ｋｍ／ｈにおいてＫＰＥ＝１．０ｓ／１°，ＫＤＥ＝０．１ｓ２／１°の値をとる。これらの値は仮想摩擦係数β＝１に適用される。それにより，車両速度の増大により不安定な走行状態が助長されるという事実が考慮される。

【００２２】図９からわかるように，本発明の有利な実施態様では，量ＫＰＥ及びＫＤＥを摩擦係数βと共に変化することができる。この変化は，摩擦係数βの増大と共に量ＫＰＥ及びＫＤＥが減少するようにおこり，小さい摩擦係数βの範囲では，量ＫＰＥ及びＫＤＥが大きい摩擦係数の範囲におけるより著しく減少することができる。量ＫＰＥ及びＫＤＥの大きさは次表から得られる。

9　　10

v（km／h）	β	KPE（s／1°）	KDE（s²／1°）
0	1	0.5	0.05
100	1	1.0	0.1
0	0.3	1.0	0.1
100	0.3	2.0	0.2

それにより摩擦係数の減少により不安定な走行状態が助長されるという事実が考慮される。

【0023】図10は，3ポート3位置弁を使用した制動系の液圧回路の実施例を示している。付属する制動倍力器1002を持つ制動ペダル1001は，親制動シリンダ1003及び制動液体に接続されている。以下前輪用液圧回路について説明する。後輪用液圧回路の構成も同様である。従つて後輪の制動回路と一致する構成部分は以下かつこに入れて示されている。運転者により制動ペダルが操作されると，圧力増大の結果制動液体は，導管1004（1005）と，導管1004（1005）を導管1008（1009）に接続するように接続されるされている弁1006（1007）とを通つて流れる。弁1010，1012（1011，1013）が導管1008（1009）を導管1014，1016（1015，1017）に接続するように内部接続されているものと仮定すれば，車輪制動シリンダの圧力が上昇する。制動ペダル1001の操作が終了されると，制動液体は逆の通路を親制動シリンダ1003へ戻る。この機能は通常の制動過程に相当している。

【0024】さて運転者が制動ペダルを操作することなしに，左前輪VL（HL）を制動しようとすれば，液圧回路の制御は次のように行われる。複数のポンプ1023，1024により制動液体が制動液体タンク1026から蓄圧槽1025へ送られる。弁1006（1007）は，導管1027（1028）を導管1008（1009）に接続するように内部接続されている。それにより制動ペダルは切離され，車輪制動シリンダは，弁の適当な内部接続により蓄圧槽1025に接続されることができる。弁1010（1011）が導管1008（1009）を導管1014（1015）に接続するように内部接続されていると，車輪制動シリンダの圧力上昇が行われる。車輪制動シリンダへの圧力供給か前述したように蓄圧槽1025から行われると，ロツク防止装置（ABS）により制動過程が調整される場合と同じように，圧力低下が行われる。その際弁1010（1011）を〝圧力保持〟位置へ切換えて，導管1014（1015）が他の導管に接続されず，即ち車輪への圧力が一定であるようにする。第3の位置で弁1010（1011）は，導管1014（1015）を導管1018（1019）に接続するように，内部接続されている。戻しポンプ1022の運転により，制動液体は導管1008（1009）へ戻される。弁1006（1007）の適当な位置で，制動液体は再び蓄圧槽1025へ戻される。導管1014（1015）の制動圧力は低下し，制動滑りが減少する。

【0025】図11からわかるように，段階1101で量MULTを評価して，量MULTが0より小さいか（オーバステアリング走行動作）又は量MULTが0より大きいか（アンダステアリング走行動作）について検査が行われる。オーバステアリング走行動作では，段階1102に従つて曲線の外側にある前輪の制動滑りが増大されるか，又は曲線の内側にある後輪の制動滑りが減少される。アンダステアリング走行動作では，段階1103に従つて曲線の内側にある後輪の制動滑りが増大されるか，又は曲線の外側にある前輪の制動滑りか減少される。

【0026】図12により所望の片揺れ反応を更に助長するため，個々の車輪における制動圧力を増大し，個々の車輪における制動圧力を付加的に減少する。この状態は図12に類似している。制動圧力p_{Bab}の減少は，図12の例において制動圧力p_{Baur}の増大が行われる車輪に対角線上で対向している車輪で，行うことができる。制動滑りの減少が図7による関係とは逆におこるように，即ち制動滑りの目標値σ_{soll}が量MULTに関係して直線的に減少するように，制動圧力の減少の程度を選ぶことができる。式のパラメータa及びbはこの場合a＝0．004s／1°及びb＝－0．04である。従つてこれは，オーバステアリングの際曲線の内側にある後輪の制動滑りが減少され，アンダステアリシグの際曲線の外側にある前輪の制動滑りが減少されることを意味する。この場合も援助のためオーバステアリングの際曲線の外側にある後輪の制動滑りを減少し，アンダステアリングの際曲線の内側にある前輪の制動滑りを減少することができる。

【図面の簡単な説明】

【図1】センサ及び計算装置の接続図である。

【図2】走行状態を検出する流れ図の第1の部分を示す図である。

【図3】走行状態を検出する流れ図の第2の部分を示す図である。

【図4】車輪の縦方向の制動F_U及び横案内力F_Sを制動滑りσに関して示す線図である。

【図5】本発明による方法を実施する計算装置を示す図

11

である。

【図6】本発明による方法の開始の所定基準を示す線図である。

【図7】走行状態判定基準から制動滑り目標値σsollの変化を示す図である。

【図8】パラメータKPE，KDE，a及びbの速度依存性を考慮するための線図である。

【図9】パラメータKPE，KDE，a及びbの摩擦係数依存性を考慮するための線図である。

【図10】本発明の方法を実施する装置の実施例の液圧

12

回路図である。

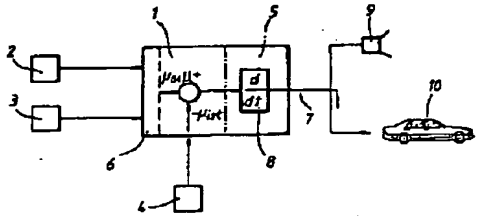
【図11】本発明による方法の流れ図である。

【図12】制動滑り増大の代りに制動滑り減少を示す車両平面図である。

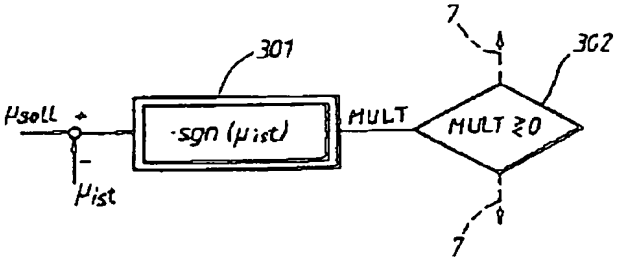
【符号の説明】

1	計算装置
2～4	センサ
7	出力信号
8	時間的導関数
10	車両

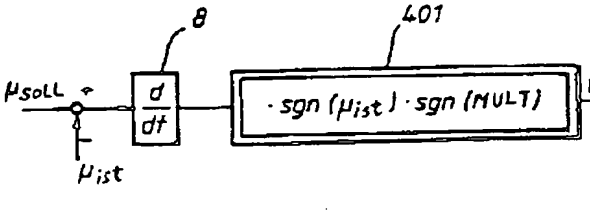
【図1】



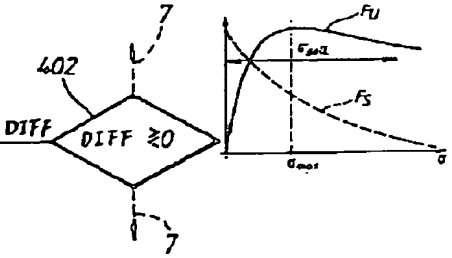
【図2】



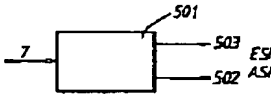
【図3】



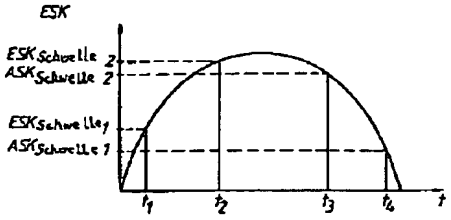
【図4】



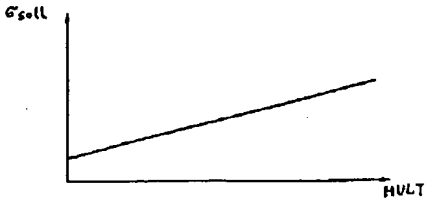
【図5】



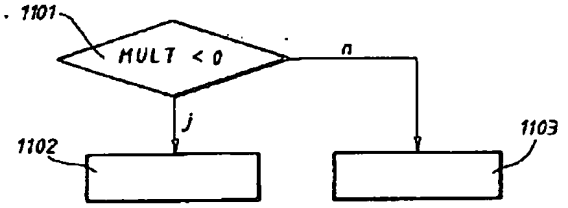
【図6】



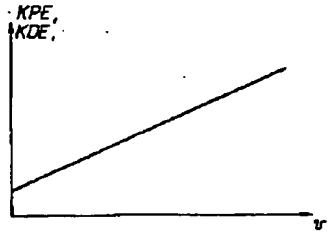
【図7】



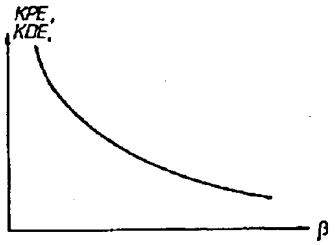
【図11】



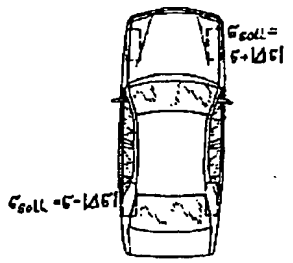
【図８】



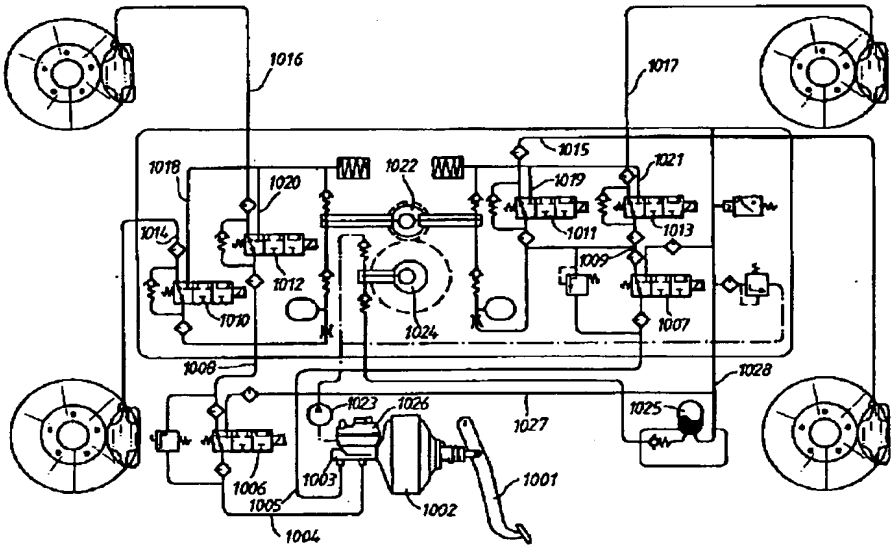
【図９】



【図１２】



【図１０】



フロントページの続き

(51)Int.Cl.[5]	識別記号	庁内整理番号	Ｆ Ｉ	技術表示箇所
Ｂ６２Ｄ 137:00				

(72)発明者　ヴアルテル・クリンクネル
ドイツ連邦共和国シユトウツトガルトー
75・ベルネル・シユトラーセ20
(72)発明者　エーリヒ・シンドレル
ドイツ連邦共和国ウンテルウアイスアツ
ハ・リーピヒシユトラーセ34
(72)発明者　フランクーヴエルネル・モーン
ドイツ連邦共和国エスリンゲン・カタリー
ネンシユトラーセ55
(72)発明者　トーマス・ヴオーラント
ドイツ連邦共和国シユトウツトガルトー
50・ロンメルスハウゼル・シユトラーセ46